

浮体式洋上風車用浅海係留の静的係留特性の最適化

正会員 鈴木 英之*

Optimization of Static Mooring Performance of a Shallow Water Mooring of a Floating Offshore Wind Turbine

by Hideyuki Suzuki, Member

Summary

Efficient shallow water mooring system was investigated for deployment of a floating offshore wind turbine. Static mooring performance analysis of a mooring system with buoy and/or clamp weight was formulated and incorporated into optimization program. Optimal design parameters were investigated which realize an efficient mooring design equivalent to a mooring system with chain of larger nominal diameter designed for deeper water. In the formulation of static analysis of a mooring system, whole system is divided into several regions which can be assumed uniform within a region. Catenary solution is applied to the regions and whole system is solved by obtaining continuity of displacement and equilibrium of forces at the connecting points between the regions by Newton's iterative method. This static analysis program was incorporated into optimization algorithm and the design parameters of weight of clamp weight, position and size of chain which minimize mooring spring constant under large drifting force typical for FOWT were obtained. It was understood that 1) a mooring system with clamp weight is desirable to restrain the motion of FOWT and minimize mooring spring constant, 2) effect of water depth, weight and position of clamp weight on mooring spring constant under large drift force was investigated and it was understood that there are optimal values for the parameters to minimize the mooring spring constant, 3) It was shown that mooring spring constant of a mooring system with chain of 132mm nominal diameter installed at water depth of 100m can be realized by a mooring line with clamp weight and chain of nominal diameter 68mm at water depth of 50m.

1. 結 言

浮体式洋上風車は、洋上風力エネルギー利用実用化に向けて、わが国の海洋再生可能エネルギー利用のなかでも最も開発が進んでおり、事業化に向けてコスト低減が重視されている。特に、コストの関係から、離岸距離の小さい水深 50m～100m 程度の比較的浅い海域への展開が望まれるが、水深 50m は着底式には深すぎ、浮体式には係留の観点からは浅すぎる領域である。

単純な幾何学から、カテナリー係留で吸収できる変位は、水深を上限とすることが分かる。設置水深が浅くなると、変位の吸収特性が低下し、張力は容易に上昇しやすくなる。浮体式洋上風車の場合、浮体規模に比べて稼働時、暴風時に受ける水平力の定常成分は大きく、定常変位に加えてさらに許容できる動の変位量は非常に小さく、係留系の設計を難しいものになっている。

浮体構造物の係留系の設計については、わが国においては、経験に大きく依存した取り扱いに合理化に向けた検討が行

われ¹⁾、1983年に日本海事協会による係留システム設計指針²⁾がまとめられ、検討項目と検討の手順が確立されている。この指針では、定常外力を計算した上で係留方式を設定し、静的係留特性から変位および係留力を求め、設計条件に適合している場合には、波浪中における動的応答の検討に移るという手順が示されている。動的応答の検討では則波中および不規則波中における変位および係留力の最大値を求める。この結果を評価した上で、さらに、波、風、潮流が共存する複合外力下におけるシミュレーション計算を行うという手順である。この指針では、カテナリー係留の静的係留特性について充実した設計資料が示され、各種係留方式についても紹介されている。

一方、この指針が作成された時期には、計算機の性能向上にともなう係留系解析法の急速な能力向上が見られ、我が国では1983年にランプドマス法³⁾が開発され、最近では非常に機能の高い汎用解析コードが容易に入手可能であり、FPSOの多条で複雑な係留システムについても、実務として多数設計・設置が実施されている。このような状況の下、2005年に発行されたISO19901-7⁴⁾では解析法の最新の状況を前提として、変位および張力については平均値の上に、波周期動揺、長周期動揺による変動成分が重畳するという考えの下に、最大値を求め、さらに疲労を評価するという手順が示されている。この規格では設計要件に関する記述に大半が割かれ、各種係留方式の設計の基本情報となる応答特性に関する

* 東京大学大学院新領域創成科学研究科 海洋技術環境学専攻

考察はほとんど示されていない。例えば、クランプウエイトの効果については、復原力を増すものとして簡単に紹介されているのみである。

浅海域係留に関しては、石油天然ガス生産用 FPSO の係留について設置例があり、係留の特徴として、1) チェーン中心の係留方式の場合は位置保持のため重量が重い係留要素が用いられ結果として破断張力が必要以上に高い、2) 海底面上のライン長が長く浮体オフセットに伴う挙動が大きい、3) 海底面上はチェーンより軸剛性特性にすぐれた長大なワイヤーの採用例が多い、4) 浮体水平移動量抑制のために海底接触部に高重量のクランプウエイトや吊り下げチェーンなどの要素が設けられる、5) 長周期動揺については減衰が小さいという指摘がなされている⁵⁻⁷⁾。

JAMSTEC によって実海域実験が行われた沖合浮体式波力装置「マイティーホーエル」は水深 40m に設置された長さ 50m、幅 30m、喫水 8m の比較的小型の浮体であるが、呼び径 160 mm と 130 mm のチェーンを組み合わせ、さらに 2~14t の中間ウエイトを 2 つ取り付けた係留索 6 条で係留するという係留系を採用している^{8,9)}。

また、経済産業省の「福島復興・浮体式洋上ウィンドファーム実証研究事業」では、水深 100m に設置される 7MW の V 字型セミサブ式浮体式洋上風車について呼び径 132 mm のチェーンを用いたカテナリー係留を採用しており、全体コストに占める係留系のコストも大きくなっている¹⁰⁾。

本研究では、まず重量の異なるチェーンを組み合わせ、さらにブイやウエイトを組み合わせた係留系方式について静的特性の解析法を新たに定式化した。その上で、これを最適化アルゴリズムに組み合わせることによって、水深 100m、呼び径 132 mm の単純カテナリー係留と同等の静的係留特性を、水深 50m においてより細い呼び径のチェーンにクランプウエイトを組み合わせた係留によって効率的に実現できることを示すことを目的とした。

2. 浮体式風車用浅海係留に求められる特性

係留系に大きな荷重が作用する代表的な状況は、風車が定格に達したときと暴風時である。この点を考慮すると浮体式風車用浅海係留に求められる性能は、浮体式洋上風車の機能上次のように整理できる。

(1) 浮体のサージ運動の抑制

浮体式洋上風車は、送電のためのライザーケーブルを浮体から吊り下げ海底に降ろしているため、浮体式洋上風車が常時大きく運動するとライザーケーブルが損傷を受けやすくなる。したがって、係留系に求められる基本特性として、浮体式風車の様々な稼働状態を通じて運動を小さく抑える機能が求められる。

(2) 暴風・定格時の張力変動の抑制

定格に達した状態や暴風時の過酷な自然環境状態の下では、大きな定常漂流力成分に波周期および長周期の変動成分が重畳した荷重を受ける。変位の吸収余裕がないと張力の過大な上昇を招いて破断に至る、あるいは急激な疲労損傷の蓄積を招くことになる。そこで、大きな漂流力を受けた状態で波力を受けた場合に、張力変動が大きくなるように、係留ばね定数を小さく抑える必要がある。

このような観点から望ましい係留特性は Fig.1 のようになる。単純なカテナリー係留の場合では、小さな荷重によって大きく変位し、大きな漂流力を受けた状態での係留ばね定数は大きくなり、望ましい特性とは異なる。望ましい特性は逆に小さな荷重による変位は小さく、大きな漂流力を受けた状態でのばね定数が小さくなるよう、係留特性が凹となるカテナリー係留の特徴から、できるだけ上に凸な特性とすることが望ましい。

日本海事協会による係留システム設計指針²⁾では、ガイドタワーに用いられているクランプウエイトを用いた係留系の係留特性として、常時はクランプウエイトが海底に接地して高い水平復原力を発揮するが、暴風時にはクランプウエイトが持ち上って水平復原力の増加を抑え、支持索の張力増加を抑える機構となっていることが紹介されている。この係留特性はクランプウエイトを用いた係留の特徴として認識されてきたものであるが¹⁾、浮体式洋上風車の係留に求められる特徴に合致しているが、依然として経験とノウハウに頼る部分が多い。

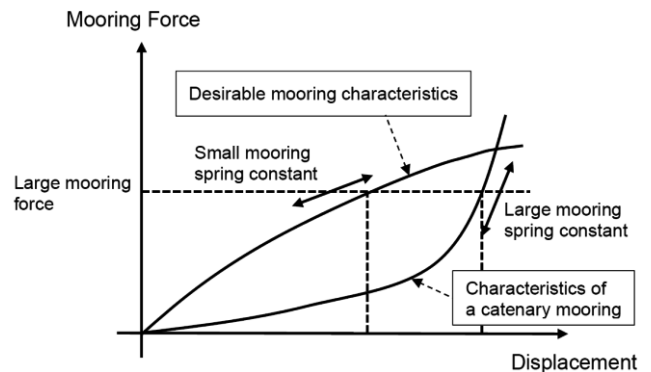


Fig.1 Concept of desirable mooring – displacement relation

2.1 ブイ・クランプウエイトを用いた係留方式の係留特性

大水深向け係留系の係留特性を改善するために、これまで、クランプウエイトを用いた係留方式、ブイを用いた係留方式が提案されており、これらの比較を行う。単純なカテナリー係留と、ブイを取り付けた係留、クランプウエイト付けた係留の概念図を Fig.2 に、暴風時を想定した大きな漂流力が作用した場合の係留系の形状を Fig.3 に、係留特性を Fig.4 に示す。クランプウエイトを集中荷重とすると、持ち上がる際と着底する際に不連続に特性が変化するので分布荷重とし

て取り扱っており、以下の検討においても分布荷重として取り扱う。

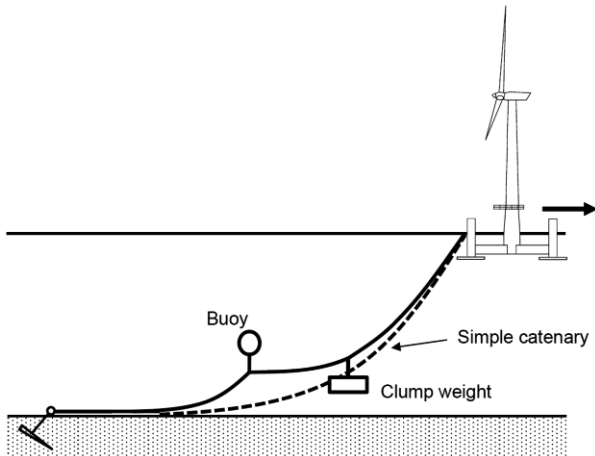


Fig.2 Concept mooring methods.

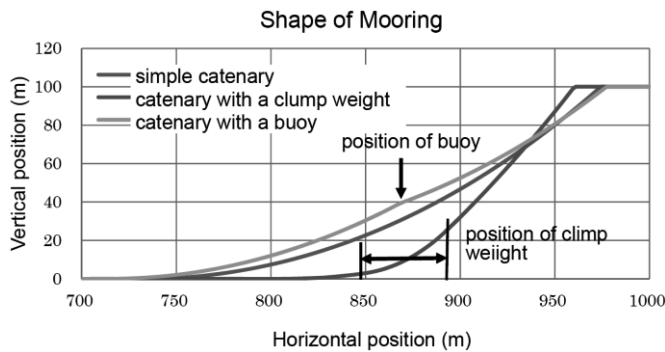


Fig. 3 Shape of mooring with horizontal mooring force of $1.0 \times 10^6 \text{N}$ (water depth : 100m, nominal diameter of chain : 132mm, length of mooring line : 1000m ; buoyancy of buoy : 162600N, position of buoy from mooring point : 125m ; length of clump weight : 50m, weight of clump weight per unit length : 16260N/m, position of clump weight from mooring point : 100m - 150m).

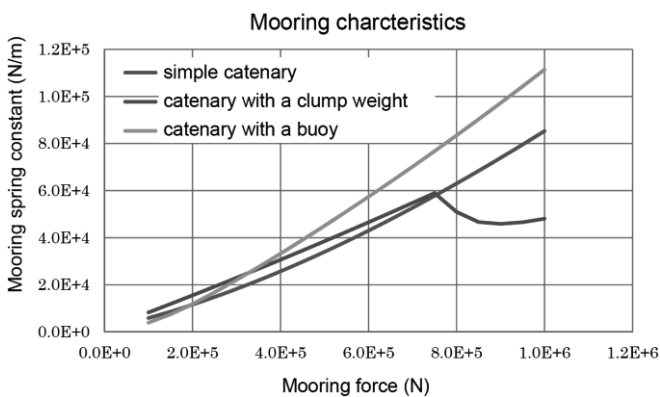


Fig. 4 Relation between mooring force and mooring spring constant (water depth : 100m, nominal diameter of chain : 132mm, length of mooring line : 1000m ; buoyancy of buoy : 162600N, position of buoy from mooring point : 125m ; length of clump weight : 50m, weight of clump weight per unit length : 16260N/m, position of clump weight from mooring point : 100m - 150m).

1) 単純カタナリー係留

大きな水平方向力を受けると、釣合状態まわりの係留ばね定数は大きく上昇する。係留チェーンが軽い場合にその上昇は著しく大きくなる。

2) ブイを有する係留

水平方向力が無い状態では、ブイによって係留チェーンが持ち上げられており、小さな水平方向力で容易に大きな変位を生じる。大きな水平方向荷重を受けた状態では、変位吸収余裕がなくなっているため、係留ばね定数はカタナリー係留に比べて大きくなり変位抑制効果が大きい。

3) クランプウエイトを有する係留

水平方向荷重と変位の関係を見ると、水平方向力が小さいときに係留ばね定数は大きく、変位量が抑えられるが、荷重が増加してクランプウエイトが海底から持ち上がると係留ばね定数は一段低下するという特性が確認できる。

浮体式浅海係留については、クランプウエイトを用いた係留方式がより望ましい特性を有していることが確認できる。以下、暴風時などの大きな水平方向力を支持するのに十分で、重量を稼ぐために必要以上に重量の大きなチェーンを用いないで済むより効果的な係留方式について検討する。

3. 係留の解析法

3.1 クランプウエイトおよびブイ方式係留法の解析法

複数のチェーンとブイ、クランプウエイトを組み合わせた係留の静的特性を求める解析法を定式化した。解析法をFig.5に示す例について説明する。まず、係留系を構成するアンカーにつながるチェーン、クランプウエイト(分布荷重として表現)、浮体につながるチェーンに応じて3つの領域に分け、各領域にカタナリー解を適用する。カタナリー解を用いるに当たっては、タッチダウン点がどの領域にあるかを判断して適用するカタナリー解を変える。各領域間の境界においては、変位の連続、力の釣合が得られるよう、繰り返し収束計算により未知変数を解くことで全体形状を得ることが出来る。ブイ、クランプウエイトを集中荷重として取り扱う場合には、ブイやクランプウエイトの浮力、重量を領域間の境界における力の釣合を解く際に考慮する。応答を領域に分けて解く解析法は、伸びを考慮したものが庄司¹¹⁾によって行われているが、本検討では伸びを考慮せず、各領域に適用するカタナリー解は次のようになる。

$$D = \frac{T_0}{m} \left\{ \cosh \frac{m}{T_0} (H + C) - \cosh \frac{m}{T_0} C \right\} \quad (1)$$

$$L = \frac{T_0}{m} \left\{ \sinh \frac{m}{T_0} (H + C) - \sinh \frac{m}{T_0} C \right\} \quad (2)$$

ここに、各パラメータは各領域において海底から浮いている部分に関するもので、 D は左端を基準とした右端の高さ、 L は係留索長さ、 H は左端右端間の水平距離、 T_0 は水平方向力、 m は単位長さ当たりのチェーンの水中重量、 C は未定係数である。任意の位置における張力 T および張力の鉛直方向成分 T_v は次式から得られる。

$$T(x) = T_0 \cosh \frac{m}{T_0} (x + C) \quad (3)$$

$$T_v(x) = T_0 \sinh \frac{m}{T_0} (x + C) \quad (4)$$

ここに、 x は海底から浮いている部分の左端からの距離である。各領域のパラメータを下付指標で区別すると、Fig.5 示す係留系を記述するパラメータは、海底から浮き上がっている部分の長さである H_1, H_2, H_3 と C_2, C_3 である。領域 I と II, II と III の境界での上下方向の力の釣合条件から次の関係が成り立つ。

$$\frac{m_2(H_2 + C_2)}{T_0} = \frac{m_3 H_3}{T_0}, \quad \frac{m_1 H_1}{T_0} = \frac{m_2 C_2}{T_0} \quad (5)$$

この結果独立変数は H_1, H_2, H_3 となり、変位が連続になるように独立変数を求めることで全体の釣り合いが得られる。

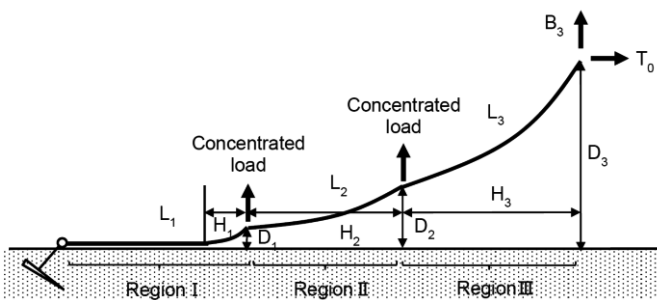


Fig. 5 Division of mooring line into regions

3.2 クランプウエイト&ブイ方式係留法の最適化

定格出力 5MW 程度の浮体式洋上風車に作用する最大クラスの定常水平方向力が作用した状態で係留ばね定数が最小になるように、各領域のチェーン重量、ウエイト重量、ウエイト位置をパラメータとして、最急降下法により係留ばね定数の最小化を行い、浅海係留の最も望ましい設計パラメータを求める。定常水平方向力は具体的には $1.0 \times 10^6 \text{N}$ とした。3.1 で定式化した静的係留特性解法を最急降下法に組み込んだ解析法となっている。

4. 計算結果

定式化した最適化法を用いて、水深、クランプウエイト重量、クランプウエイトの位置の影響を検討し、その上で最適化の結果を示す。計算条件を Table 1 に示す。クランプウエイトは集中荷重ではなく、重量の大きい、長さ 50m のチェーンとして表現した。

Table 1 Calculation conditions.

Calculation conditions for calculations to investigate effect of clamp weight (Fig.6).

Common conditions	Water depth : 100m, Length of mooring line : 1000m Length of clamp weight : 50m, Position of clamp weight from mooring point : 150m - 200m
-------------------	--

Type of mooring	Weight of chain	Clamp weight
Simple catenary	Nominal diameter : 68mm(863N/m) Nominal diameter : 132mm(3252N/m)	none
Catenary with clamp weight	Nominal diameter : 68mm(863N/m)	2589N/m 4315N/m 6041N/m 8630N/m 10356N/m 12945N/m 17260N/m

Calculation conditions for calculations to investigate effect of water depth (Fig.7).

Common conditions	Length of mooring line : 1000m Nominal diameter : 68mm (863N/m)
-------------------	--

Water depth	Position of clamp weight
100m	150~200m from mooring point
50m	80~130m from mooring point

Calculation conditions for calculations to investigate effect of weight position (Fig.8).

Common conditions	Water depth : 50m, Length of mooring line : 1000m Nominal diameter : 68mm (863N/m) Weight of clamp weight per unit length : 8630N/m
-------------------	---

Position of clamp weight	Condition 1 : 40~90m from mooring point Condition 2 : 60~110m from mooring point Condition 3 : 80~130m from mooring point Condition 4 : 100~150m from mooring point Condition 5 : 120~170m from mooring point Condition 6 : 150~200m from mooring point
--------------------------	--

4.1 ウエイト重量の影響

クランプウエイトの重量の影響をみた計算結果を Fig.6 に示す。水深 100m の場合について、各種係留系について係留特性を比較したものである。全長 1000m の係留について、呼び径 68 mm (水中重量 863N/m) と呼び径 132 mm (水中重量 3252N/m) の一様なカテナリー係留の場合に加え、呼び径 68 mm の一様なチェーンの係留点から 150m~200m の部分の重

量を 2589~17260N/m に変化させてクランプウエイトとした結果を比較したものである。クランプウエイトを取り付けた場合には、係留点位置が 970m あたりに来るとクランプウエイトが海底から持ち上げられ係留特性にナックルが生じ、ナックル部分を越えた部分で、接線勾配となる係留ばね定数は低下し、呼び径 132 mm のチェーンによる一様係留の場合のばね定数と同程度の値まで減少している。クランプウエイトが重く、海底から持ち上がらないと係留ばね定数は大きくなる一方である。

4.2 水深の影響

水深の影響を見た結果を Fig.7 に示す。呼び径 68mm, 全長 1000m の係留索について、水深 100m の場合は係留点から 150m~200m の部分をクランプウエイトとし、水深 50m の場合は係留点から 80m~130m の部分をクランプウエイトとして比較した。係留点に作用している水平方向力は 1.0×10^6 N である。Fig.7 より水深を 100m から 50m に減らすことにより、係留ばね定数が 2 倍程度に増えることが分かる。また、係留ばね定数が最小となるウエイト重量があることが分かる。ウエイト重量が小さいとばね定数を下げる効果は小さく、一方大きすぎても効果が小さいことが分かる。ウエイト重量を増やすと水深 50m の場合、重量 9000N/m でばね定数が急速に増し、水深 100m の場合 10000N/m から急速にばね定数が増えているが、これは、ウエイトが海底から完全に持ち上がらなくなる状況に対応している。

4.3 ウエイトの位置の影響

水深 50m の場合についてクランプウエイトを取り付ける位置の影響を見た結果を Fig.8 に示す。ウエイトの位置を、係留索点から離すと、ウエイトの係留点側の端部の位置が 80m を超えるところから係留ばね定数が増え始める。これもウエイトが海底から持ち上がらなくなると係留ばね定数が増えるという現象に対応している。

以上のことからクランプウエイトの位置、重量については最適値があることが分かる。

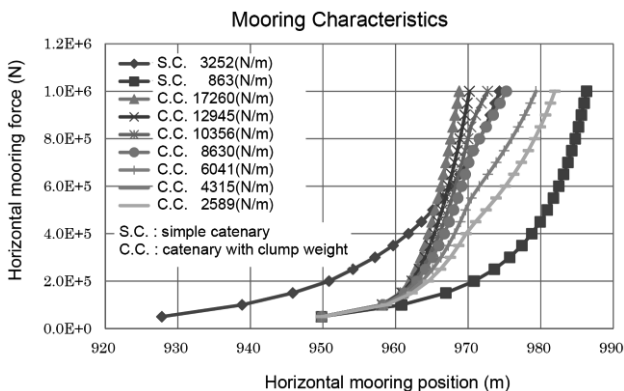


Fig. 6 Relation between mooring force and displacement of mooring point for different designs.

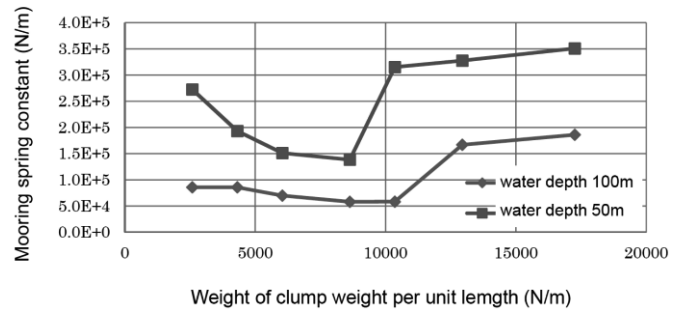


Fig. 7 Effect of water depth and clamp weight on mooring spring constant.

Effect of position of a clump weight on mooring spring constant

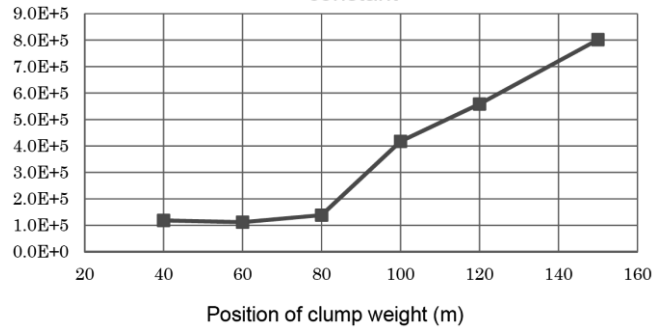


Fig. 8 Effect of position of clamp weight on mooring spring constant.

4.4 最適化の結果

以上の考察を受けて、水平方向荷重 1.0×10^6 N を受けた場合の係留系について、クランプウエイトの重量、位置をパラメータとして係留ばね定数を最小化する最適化を行った。その結果、水深 50m, チェーン呼び径 68 mm (重量 863N/m) の場合については、長さ 50m, 単位長さ当りの重量 1.4×10^4 N/m のクランプウエイトを係留索上端から 40~90m の範囲に付けることによって、係留ばね定数は 7.91×10^4 N/m まで下げることができるという最適解が得られた。上端張力は 1.30×10^6 N となった。この値は水深 100m, チェーン呼び径 132 mm (重量 3252N/m) の一様なカテナリー係留の場合の係留ばね定数 8.53×10^4 N/m, 上端張力 1.33×10^6 N を下回るという結果である。一方で、チェーン呼び径 68 mm の一様なカテナリー係留の場合には、係留ばね定数は 1.5×10^5 N/m, 上端張力 1.09×10^6 N となるので、ばね定数に関してはクランプウエイトが無いとかなり大きな値となるところを半分程度に抑えることに成功している。チェーン総重量も水深 100m, 呼び径 132 mm の一様な場合は 3.25×10^6 N となるが、水深 50m, 呼び径 68 mm のチェーンにクランプウエイトを取り付けたものでは、クランプウエイトも含めて 1.52×10^6 N となり半減している。

一方で、チェーンの破断張力は、呼び径 132mm に比べて呼び径 68 mm の場合は 1/3 程度であるため、係留特性としては呼び径 132 mm のチェーン同等の結果が得られたが、張力も同程度になるので、実際の設計では呼び径が大きいチェーン

を採用し、破断張力を増加させて、係留ばね定数をさらに小さくした係留を採用するのが合理的と考えられる。

最適化された係留系について、係留点位置と水平方向力、ばね定数の関係を Fig.9 に示す。また、水平方向力 $1.0 \times 10^6 \text{ N}$ の場合の係留系の形状を Fig.10 に示す。クランプウエイトが海底から浮き上がっている様子が分かる。

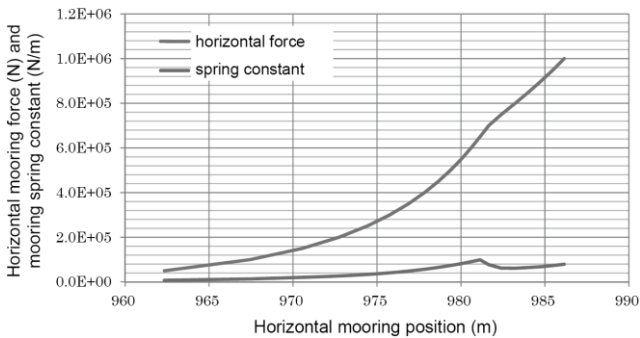


Fig. 9 Relations between mooring position and horizontal mooring force and mooring spring constant of the optimized system.

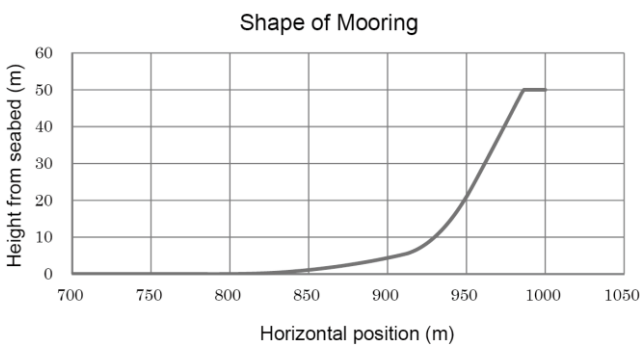


Fig. 10 Shape of mooring system with horizontal force of $1.0 \times 10^6 \text{ N}$ for the optimized system.

5. 結論

浮体式洋上風車を浅海域に展開する上で技術的、経済的に課題となる浅海係留について、通常時には変位を抑制し、暴風時には張力の変動を抑えるという要求性能に対して静的な係留特性解析法と最適化手法を組み合わせた解析法を開発し、効率的な係留方式について検討した。静的係留特性解析法では、係留系を一樣な係留索とみなされる複数の領域に分けた上で、各領域にカテナリー解を適用して、接続点での変位の連続と力の釣合を繰り返し計算により解き、全体形状を求める解法を定式化した。この解法を最急降下法に組み込み最適化手法とした。この手法を用い、係留ばね定数が最小となるクランプウエイトの重量と位置を求め、より水深が深くかつ呼び径の大きなチェーンを用いた係留と同等な係留ばね特性を有する、効率的な係留系が実現できるかを検討した。これらの検討より以下の結果を得た。

(1) 浮体式風車用の浅海係留については、浮体運動を抑制

し、かつ係留系の張力変動を抑える観点から、クランプウエイト方式の係留が望ましいことを示した。

(2) 大きな水平方向荷重を受けた状態での係留ばね定数に対する、水深、クランプウエイト位置、重量の影響を調べ、最適な値があることを示した。

(3) クランプウエイトが海底から持ち上がる時に係留ばね定数が低下し、その重量、位置の選択が設計上重要となることから、係留系の静的解析法と最急降下法を組み合わせ、最適なウエイト重量と取付け位置を明らかにした。大きな水平方向力が作用する場合について、呼び径 68 mm のチェーンを用いた水深 50m の係留について、クランプウエイトを用いることで呼び径 132 mm、水深 100m の場合のカテナリー係留と同程度の係留ばね定数を実現できることを示した。また、係留索系の総重量を半分程度に抑えられることが分かった。

浅海係留では動的な影響は無視できないので、今後は動的応答がこの結果に及ぼす影響について検討する必要がある。

参考文献

- (1) 井上義行, “係留システムの設計法”, 日本造船学会論文集, 第 145 号, pp. 95-99, 1997.
- (2) 日本海事協会, “係留システム設計指針”, 1983.
- (3) 中嶋俊夫, 元良誠三, 藤野正隆, “質点系モデルによる係留ラインの 3 次元動的解析法” 日本造船学会論文集, 第 154 号, pp. 192-202, 1983.
- (4) ISO19901-7 Stationkeeping systems for floating offshore structures and mobile offshore units, 2005.
- (5) A. S. Duggai and W. L. Fontenot, “Anchor Leg System Integrity - From Design Through Service Life”, OTC 21012, 2010.
- (6) M.G. Brown, T.D. Hall, D.G. Marr, M. English and R.O. Snell, “Floating Production Mooring Integrity JIP - Key Findings”, OTC 17499, 2005.
- (7) Arun S. Duggal, Y. H. Liu and Caspar N. Heyl, “Global Analysis of Shallow Water FPSOs”, OTC 16720, 2004.
- (8) 海洋科学技術センター試験研究報告, “沖合浮体式波力装置「マイティールホエール」実海域実験 その 1 実験システム概要及び係留設置工事”, 第 40 号, 2000.
- (9) 大澤弘敬, 永田良典, 宮島省吾, 前田久明, “浅海域における沖合浮体式波力装置の係留システム設計”, 日本造船学会論文集, 第 182 号, pp.341-348, 1997.
- (10) 太田 真, 小松 正夫, 伊藤 弘人, 熊本 均, “日本の海域に調和する洋上風車浮体の開発”, 三菱重工技報 Vol.50 No.2, pp.27-31, 2013.
- (11) 庄司邦昭, “係留浮体の運動と係留索の張力に関する研究”, 日本造船学会論文集, 第 138 号, pp.233-246, 1977.